

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : **04-290649**
 (43)Date of publication of application : **15.10.1992**

(51)Int.CI. **F16H 3/62**
F16H 3/66

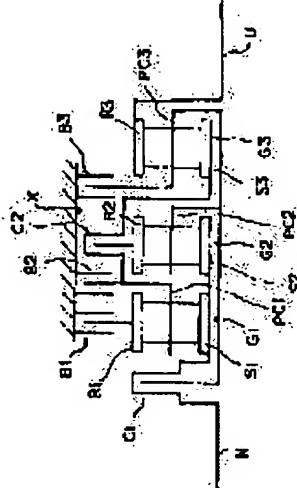
(21)Application number : **03-056796** (71)Applicant : **NISSAN MOTOR CO LTD
RHYTHM CORP**

(22)Date of filing : **20.03.1991** (72)Inventor : **SUGANO KAZUHIKO
HIRAIWA KAZUMI**

(54) PLANETARY GEAR TRAIN OF AUTOMATIC TRANSMISSION

(57)Abstract:

PURPOSE: To improve the power transmission efficiency at the fifth and sixth speeds, reduce the gear noise, and reduce the number of revolution of a constitution member which revolves at a high speed.
 CONSTITUTION: N is an input shaft connected with an output shaft on an engine side, and U is an output shaft. Between the input shaft N and the output shaft N, three pairs of single planetary gear mechanisms G1-G3, the first-second brakes B1-B2, and the first-third clutches C1-C3 are arranged. The first single planetary gear mechanism G1 is the first speed change means, and a planetary gear train constituted of the second and third single planetary gear mechanisms G2 and G3 is the second speed change means. The speed change stages consisting of the forward six speed and the rearward one speed are enabled by selectively operating each clutch C1, C2 and each brake B1-B3.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平4-290649

(43)公開日 平成4年(1992)10月15日

(51)Int.Cl.⁶

F 16 H 3/62
3/66

識別記号

Z 9030-3J
B 9030-3J

F I

技術表示箇所

審査請求 未請求 請求項の数4(全8頁)

(21)出願番号

特願平3-56796

(22)出願日

平成3年(1991)3月20日

(71)出願人

000003997

日産自動車株式会社

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(71)出願人

000115784

株式会社リズム

静岡県浜松市御給町283番地の3

(72)発明者

菅野一彦

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産

自動車株式会社内

(72)発明者

平岩一美

静岡県浜松市御給町283番地の3 リズム

自動車部品製造株式会社内

(74)代理人

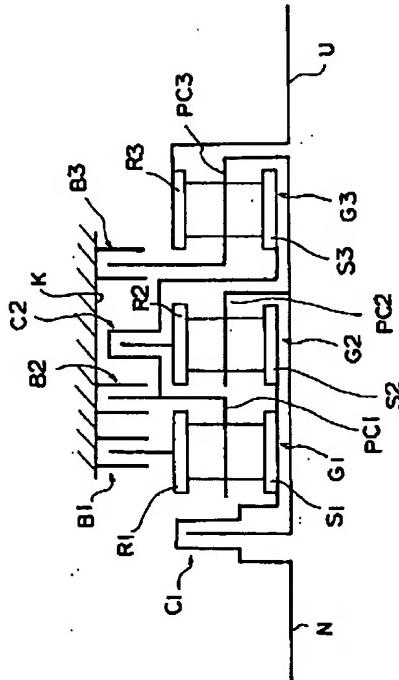
弁理士 森哲也 (外2名)

(54)【発明の名称】 自動変速機の遊星歯車列

(57)【要約】

【目的】第5速及び第6速での動力伝達効率を向上させ且つギヤノイズを減少させると共に、高速回転する構成部材の回転数を低くする。

【構成】Nはエンジン側の出力軸に連結された入力軸を指し、Uは出力軸を指している。その入力軸Nと出力軸Uの間に、三組の単純遊星歯車機構G1～3、第1～2ブレーキB1、B2及び第1～3クラッチC1～3を設けている。第1単純遊星歯車機構G1は第1変速手段であり、第2、第3単純遊星歯車機構G2、G3で構成される遊星歯車列は第2変速手段である。そして、各クラッチC1、C2及び各ブレーキB1～3を選択的に作動させることにより、前進6速及び後進1速の変速段数を得る。



1

【特許請求の範囲】

【請求項1】 入力軸と出力軸との間に第1変速手段と第2変速手段とを介在させ、前記第2変速手段として、第2サンギヤ、第2リングギヤ及び第2プラネットキャリヤを備えた第2単純遊星歯車機構と、第3サンギヤ、第3リングギヤ及び第3プラネットキャリヤを備えた第3単純遊星歯車機構とからなる遊星歯車列を用い、前記入力軸と第2サンギヤとを連結または連結可能とし、また、第2プラネットキャリヤと第3プラネットキャリヤとを連結し当該連結軸を入力軸と連結可能とし、第2リングギヤと第3サンギヤとを連結可能とし、第3サンギヤ及び第3プラネットキャリヤをそれぞれ静止部に対して固定可能とし、さらに第3リングギヤを出力軸に連結すると共に、入力軸と第3サンギヤとを前記第1変速手段を介して連結可能としたことを特徴とする自動変速機の遊星歯車列。

【請求項2】 第1変速手段として、第1サンギヤ、第1リングギヤ及び第1プラネットキャリヤを備えた第1単純遊星歯車機構を設け、その第1サンギヤを入力軸に連結または連結可能とし、第1プラネットキャリヤを前記第3サンギヤに連結し、さらに、第1リングギヤを静止部に対して固定可能としたことを特徴とする請求項1記載の自動変速機の遊星歯車列。

【請求項3】 第1変速手段として、第1サンギヤ、第1リングギヤ及び第1プラネットキャリヤを備えた第1単純遊星歯車機構を設け、その第1リングギヤを入力軸に連結または連結可能とし、第1プラネットキャリヤを第3サンギヤに連結可能とし、さらに、第1サンギヤを静止部に対して固定したことを特徴とする請求項1記載の自動変速機の遊星歯車列。

【請求項4】 第1変速手段として、第1サンギヤ、第1リングギヤ及び第1プラネットキャリヤを備えたダブルビニオン型の第1単純遊星歯車機構を設け、その第1サンギヤを入力軸に連結または連結可能とし、第1リングギヤを第3サンギヤに連結可能とし、さらに、第1プラネットキャリヤを静止部に対して固定したことを特徴とする請求項1記載の自動変速機の遊星歯車列。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、二組の単純遊星歯車機構と別の一組の単純遊星歯車機構等の変速手段とからなる自動変速機の遊星歯車列に関する。

【0002】

【従来の技術】 従来の自動変速機の遊星歯車列、特に三組の単純遊星歯車機構とからなる自動変速機の遊星歯車列としては、例えば米国特許明細書第4,070,927号に記載されているものがあり、これは、3組の単純遊星歯車機構を用いて6速の変速段数を可能にしている。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】 しかしながら、前記従

10

2

来的自動変速機の遊星歯車列では、動力伝達に当たって、使用頻度が高い第5速で3組全ての単純遊星歯車機構が作動し、また、第6速で2組の単純遊星歯車機構が作動するため、動力伝達の効率やギヤノイズの面で問題がある。

【0004】 また、前記第5速、第6速時において、高速回転する構成部材が存在するという問題もある。本発明は、前記のような問題点に着目してなされたもので、第5速及び第6速での動力伝達の効率を向上させ且つギヤノイズを減少させると共に、高速回転する構成部材の回転数を低くすることを目的としている。

【0005】

【課題を解決するための手段】 上記目的を達成するため、本発明の自動変速機の遊星歯車列は、入力軸と出力軸との間に第1変速手段と第2変速手段とを介在させ、前記第2変速手段として、第2サンギヤ、第2リングギヤ及び第2プラネットキャリヤを備えた第2単純遊星歯車機構と、第3サンギヤ、第3リングギヤ及び第3プラネットキャリヤを備えた第3単純遊星歯車機構とからなる遊星歯車列を用い、前記入力軸と第2サンギヤとを連結または連結可能とし、また、第2プラネットキャリヤと第3プラネットキャリヤとを連結し当該連結軸を入力軸と連結可能とし、第2リングギヤと第3サンギヤとを連結可能とし、第3サンギヤ及び第3プラネットキャリヤをそれぞれ静止部に対して固定可能とし、さらに第3リングギヤを出力軸に連結すると共に、入力軸と第3サンギヤとを前記第1変速手段を介して連結可能としたことを特徴としている。

【0006】 前記第1変速手段として、第1サンギヤ、第1リングギヤ及び第1プラネットキャリヤを備えた第1単純遊星歯車機構を設け、その第1サンギヤを入力軸に連結または連結可能とし、第1プラネットキャリヤを前記第3サンギヤに連結し、さらに、第1リングギヤを静止部に対して固定可能としてもよい。

【0007】 また、前記第1変速手段として、第1サンギヤ、第1リングギヤ及び第1プラネットキャリヤを備えた第1単純遊星歯車機構を設け、その第1リングギヤを入力軸に連結または連結可能とし、第1プラネットキャリヤを第3サンギヤに連結可能とし、さらに、第1サンギヤを静止部に対して固定してもよい。

【0008】 また、前記第1変速手段として、第1サンギヤ、第1リングギヤ及び第1プラネットキャリヤを備えたダブルビニオン型の第1単純遊星歯車機構を設け、その第1サンギヤを入力軸に連結または連結可能とし、第1リングギヤを第3サンギヤに連結可能とし、さらに、第1プラネットキャリヤを静止部に対して固定してもよい。

【0009】

【作用】 第3プラネットキャリヤに第2プラネットキャリヤを連結させ、第3サンギヤに第2リングギヤを連結

可能とすることで第2単純遊星歯車機構を第3単純遊星歯車機構に連結して第2変速手段を構成し、その第2変速手段に対して、第2サンギヤまたは第3プラネットキャリヤに入力軸からの動力入力を可能とし、第3リングギヤを出力軸と一緒に連結して動力出力側とし、さらに、第3単純遊星歯車機構のプラネットキャリヤまたはサンギヤを固定可能となると共に、第3サンギヤに対して第1変速手段により変速された入力軸からの動力を伝達可能とすることで、後述する図2に示すような前進6速の変速段数を得る。

【0010】第5速を得るときには、第3単純遊星歯車機構及び第1変速手段だけを作動させて、第3サンギヤに第1変速手段により変速した入力軸からの動力を伝達させ、第3プラネットキャリヤに変速していない入力軸からの動力を伝達させる。

【0011】第6速を得るときには、第3単純遊星歯車機構だけを作動させて、第3サンギヤを固定し、第3プラネットキャリヤに変速しない入力軸からの動力を伝達する。

【0012】請求項2の自動変速機の遊星歯車列では、前記第1変速手段として、リングギヤを固定することで変速する第1単純遊星歯車機構を設け、その第1サンギヤを入力軸と連結する動力入力側とし、第1プラネットキャリヤを変速後の動力出力側として、変速された入力軸からの動力を第3サンギヤに伝達可能にする。

【0013】請求項3の自動変速機の遊星歯車列では、前記第1変速手段として、サンギヤを固定することで変速する第1単純遊星歯車機構を設け、その第1リングギヤを入力軸と連結する動力入力側とし、第1プラネットキャリヤを変速後の動力出力側として、変速された入力軸からの動力を第3サンギヤに伝達可能にする。

【0014】請求項4の自動変速機の遊星歯車列では、前記第1変速手段として、プラネットキャリヤを固定することで変速するダブルビニオン型の第1単純遊星歯車機構を設け、その第1サンギヤを入力軸と連結する動力入力側とし、第1リングギヤを変速後の動力出力側として、変速された入力軸からの動力を第3サンギヤに伝達可能にする。

【0015】

【実施例】以下、本発明の実施例を図面に基づいて説明する。図1は、本発明に係わる自動変速機の遊星歯車列の第1実施例を示す図である。

【0016】まず構成を説明すると、図中Nは図示していないエンジン側の出力軸に連結された入力軸を指し、Uは出力軸を指して、該入力軸Nと出力軸Uの間に、三組の単純遊星歯車機構G1～3、第1～2ブレーキB1、B2及び第1～3クラッチC1～3を設けている。

【0017】前記3組の単純遊星歯車機構は、第1単純遊星歯車機構G1が第1サンギヤS1、第1リングギヤR1及び第1プラネットキャリヤPC1から構成され、

第2単純遊星歯車機構G2が第2サンギヤS2、第2リングギヤR2及び第2プラネットキャリヤPC2から構成され、第3単純遊星歯車機構G3が第3サンギヤS3、第3リングギヤR3及び第3プラネットキャリヤPC3から構成されている。なお、第1単純遊星歯車機構G1が本発明の第1変速手段をなし、第2、第3単純遊星歯車機構G2、G3で構成される遊星歯車列が本発明の第2変速手段をなす。

【0018】そして、前記入力軸Nは、第1サンギヤS1を介して第2サンギヤS2と連結されると共に、第1クラッチC1を介して前記第2サンギヤS2と並列に第2プラネットキャリヤPC2にも連結されている。その第2プラネットキャリヤPC2は第3プラネットキャリヤPC3に連結されて、該第3プラネットキャリヤPC3は静止部であるケースKに第3ブレーキB3を介して固定可能となっている。

【0019】また、第1プラネットキャリヤPC1は第3サンギヤS3と連結され、その第3サンギヤS3は、第2ブレーキB2を介して静止部であるケースKに固定可能となり、また第2クラッチC2を介して第2リングギヤR2とも断続可能に連結されている。

【0020】さらに、第1リングギヤR1は第1ブレーキB1を介して静止部であるケースKに固定可能となっている。また、第3リングギヤR3は出力軸Uと連結されている。

【0021】以上の構成よりなる自動変速機の遊星歯車列では、各クラッチC1、C2及び各ブレーキB1～3を、図2に示す組み合わせで選択的に作動させることにより、同図に示すような前進6速及び後進1速の変速段数を得ることができる。

【0022】なお、図2において、○印は締結状態を示し、無印は開放状態を示している。また、 α_1 は第1リングギヤR1の歯車数に対する第1サンギヤS1の歯車数の比を表し、 α_2 は第2リングギヤR2の歯車数に対する第2サンギヤS2の歯車数の比を表し、 α_3 は第3リングギヤR3の歯車数に対する第3サンギヤS3の歯車数の比を表している。

【0023】そして、図2から明らかなように、3組の単純遊星歯車機構G1～3と5個の摩擦要素C1、C2、B1～3を組み合わせることにより、前進6速の変速段数が可能となる。しかも、動力伝達の当たっては、常用される第5速では二組の単純遊星歯車機構G1、G3、6速では一組の単純遊星歯車機構G3だけが作動するために、ギヤノイズが少なく且つ動力伝達効率が高い。

【0024】さらに、本実施例の自動変速機の遊星歯車列では、第1速時に第1リングギヤR1が入力軸Nよりも高速で回転し、第5速及び第6速時に第3リングギヤR3が入力軸Nよりも高速で回転するが、その他の構成部材は入力軸Nよりも高速で回転しない。

【0025】これを図3に示す線図に基づいて説明する。図3の線図は単純遊星歯車機構G1～3の各構成部材間の回転速度の関係を示すものである。すなわち、リングギヤ、プラネットキャリヤ及びサンギヤの回転数をそれぞれNR、NPC、NSとし、(サンギヤの歯車数) / (リングギヤの歯車数) を α とすれば、これらの間には $NR + \alpha \times NS - (1 + \alpha) \times NPC = 0$ の関係式が成立する。従って、リングギヤ、プラネットキャリヤ及びサンギヤの各回転数を示す縦軸を夫々R軸、PC軸及びS軸とし、PC軸とS軸との距離に対するPC軸とR軸との距離の比が α となるようにとれば、この座標上における任意の直線とR軸、PC軸及びS軸との交点の座標は上述の式に示される関係を満足することになる。なお、2つ以上の単純遊星歯車機構において互いに連結されている構成部材を示す縦軸は同じ位置に描かれている。例えば、第2、第3単純遊星歯車機構G2、G3のプラネットキャリヤPC2、PC3は同軸になっている。

【0026】第1速で説明すると、図3(a)は第1速の第2、第3単純遊星歯車機構G2、G3の状態を表す線図であるが、この場合、第2単純遊星歯車機構G2では、第2プラネットキャリヤPC2が固定されるためにPC軸上に回転数0の点を取り、第2サンギヤS2は入力軸Nと一緒に連結されるためS軸上に回転数1の点を取り、この2点を結んだ直線とR軸との交点が、入力軸Nに対する第2リングギヤR2の回転数を示すことになる。

【0027】また、第3単純遊星歯車機構G2では、前記第2プラネットキャリヤPC2と一緒に第3プラネットキャリヤPC3が固定されるのでPC軸上に回転数0の点を取り、第3サンギヤS3は第2クラッチC2により第2リングギヤR2と同じ回転数となるため第2リングギヤR2と同一の点に取り、前記2点を結ぶ直線とR軸との交点が第3リングギヤR3の回転数を示す。そして、第3リングギヤR3と出力軸Uと一緒に連結されているために、該第3リングギヤR3の回転数が出力軸Uの回転数となる。よって上記説明した図3の線図から、第1速においては出力軸Uの回転は入力軸Nの回転に対して減速されていることが分かる。

【0028】図3(b)～(d)及び図3(g)は、夫々第2速から第4速及び後進の場合の線図を示している。これらの線図から分かるように、第1速以外の場合は、入力軸Nよりも高速で回転する構成部材が存在しないことは明らかである。

【0029】次に、第5速の場合を説明する。図3(e)は第5速の線図を示している。この場合には、第1クラッチC1及び第1ブレーキB1が作動されるために、第1及び第3単純遊星歯車機構G1、G3が作動して、第1サンギヤS1と第3プラネットキャリヤPC3が入力軸Nと一緒に回転し、また、第1リングギヤR1

が固定されることで、入力軸Nからの動力が第1単純遊星歯車機構G1で変速されて第3サンギヤS3に伝達される。このとき図3(e)の線図に示されるように、第3リングギヤR3は、入力軸Nの回転速度以上の回転速度で回転するオーバードライブ状態となる。しかし、出力軸Uと一緒に第3リングギヤR3以外には、入力軸Nよりも高速で回転する部材は存在しない。

【0030】また、図3(f)は第6速時の線図を示している。第6速時には第3単純遊星歯車機構G3だけが作動して、前記第5速時と同様に、出力軸Uと一緒に第3リングギヤR3以外には、入力軸Nよりも高速で回転する部材は存在しない。

【0031】次に、第2実施例を示す。図4は本発明の第2実施例を示す図である。この実施例は、第2サンギヤS2を第1サンギヤS1を介さずに直接入力軸Nに連結し、さらに、その第2サンギヤS2と一緒に第1サンギヤS1を入力軸Nへ第3クラッチC3を介して断続可能に連結すると共に、第1リングギヤR1を直接静止部であるケースKに固定したものである。他の構成及び作用は前記第1実施例と同様であり、このように構成することによっても前記第1実施例と同様な効果を得ることができる。

【0032】なお、第1実施例の第1ブレーキB1の作用を第3クラッチC3が行い、図2において、摩擦要素であるB1がC3となる。次に、第3実施例を示す。図5は本発明の第3実施例を示す図である。

【0033】この実施例は、第1リングギヤR1をブレーキを介さずに直接静止部であるケースKに固定し、代わりに第1プラネットキャリヤPC1と一緒に第3サンギヤS3と一緒に第3クラッチC3を介して断続可能に連結したものである。他の構成及び作用は第1実施例と同様であり、このように構成することによっても前記第1実施例と同様な効果を得ることができる。

【0034】なお、第1実施例の第1ブレーキB1の作用を第3クラッチC3が行い、図2において、摩擦要素であるB1がC3となる。次に、第4実施例を示す。図6は本発明の第4実施例を示す図である。

【0035】この実施例は、第2サンギヤS2を第1サンギヤS1を介さずに直接入力軸Nに連結し、また、第1単純遊星歯車機構G1において、前記第2サンギヤS2と一緒に第1リングギヤR1と一緒に入力軸Nと連結し、第1プラネットキャリヤPC1と一緒に第3クラッチC3を介して第3サンギヤS3に連結すると共に、第1サンギヤS1を静止部であるケースKに固定したものである。その他の構成は第1実施例と同一である。

【0036】このように第1変速手段である第1単純遊星歯車機構G1を構成しても、第1実施例と同様な効果を得ることができる。なお、第1実施例の第1ブレーキB1の作用を第3クラッチC3が行い、図7に示すような前進6速の変速比を得る。

【0037】次に、第5実施例を示す。図8は本発明の第5実施例を示す図である。この実施例は、前記第1実施例の第1単純遊星歯車機構G1にダブルピニオン型の単純遊星歯車機構を採用して、第1プラネットキャリヤPC1を静止部であるケースKに固定すると共に、第1リングギヤR1を第3クラッチC3を介して第3サンギヤS3に断続可能に連結したものである。その他の構成は第1実施例と同一である。

【0038】このように第1変速手段である第1単純遊星歯車機構G1を構成しても、第1実施例と同様な効果を得ることができる。なお、第1実施例の第1ブレーキB1の作用を第2クラッチC2が行い、図9に示すような前進6速の変速比を得る。

【0039】なお、前記第1変速手段は、本実施例の第1単純遊星歯車機構G1に限らず、他の公知の機構を適用しても構わない。また、前記各摩擦要素と並行してワンウェイクラッチを設け、変速制御を容易にすることも可能である。

【0040】さらに、前記遊星歯列とエンジンとの間にトルクコンバータを設ける場合、図10に示すように、トルクコンバータTの入力軸T1と第2、第3プラネットキャリヤPC2、PC3とをロックアップクラッチT2を介して断続可能に連結し、トルクコンバータTのターピンライナT3と第2サンギヤS2とを連結または連結可能とすることで、トルクコンバータTのロックアップクラッチT2を含めて5個の摩擦要素で構成することができる。この場合、第4速及び第5速では動力の一部がトルクコンバータTを介さずに伝達されて、いわゆる動力分割伝達となり、また、第6速では全動力がトルクコンバータTを介さずに伝達される。

【0041】

【発明の効果】以上説明してきたように、本発明の自動変速機の遊星歯車列は、2組の単純遊星歯車機構と別の1組の単純遊星歯車等の第1変速手段と5個の摩擦要素とにより前進6速の変速段数を得ることができるという効果がある。

【0042】また、第1変速手段として1組の単純遊星歯車機構を適用すると、動力伝達で作動する単純遊星歯車機構が、常用される第5速で2組、第6速で1組だけと少ないために、ギヤノイズが少なく、動力伝達の効率が良く、しかも、常用される第5、6速時において、出力軸と連結されている第3リングギヤ以外に、入力軸よりも高速で回転する構成部材が存在しないという効果もある。

【図面の簡単な説明】

【図1】第1実施例による自動変速機の遊星歯列を示す概略骨組図である。

【図2】第1実施例による自動変速機の遊星歯車列での作動要素の組合せとその変速比を示す図表である。

【図3】単純遊星歯車機構の各構成部材の回転数の関係を示す線図である。

【図4】第2実施例による自動変速機の遊星歯列を示す概略骨組図である。

【図5】第3実施例による自動変速機の遊星歯列を示す概略骨組図である。

【図6】第4実施例による自動変速機の遊星歯列を示す概略骨組図である。

【図7】第4実施例による自動変速機の遊星歯車列での作動要素の組合せとその変速比を示す図表である。

【図8】第5実施例による自動変速機の遊星歯列を示す概略骨組図である。

【図9】第5実施例による自動変速機の遊星歯車列での作動要素の組合せとその変速比を示す図表である。

【図10】第6実施例による自動変速機の遊星歯列を示す概略骨組図である。

【符号の説明】

N 入力軸

U 出力軸

G1 第1単純遊星歯車機構（第1変速手段）

G2 第2単純遊星歯車機構

G3 第3単純遊星歯車機構

S1 第1サンギヤ

S2 第2サンギヤ

S3 第3サンギヤ

R1 第1リングギヤ

R2 第2リングギヤ

R3 第3リングギヤ

PC1 第1プラネットキャリヤ

PC2 第2プラネットキャリヤ

PC3 第3プラネットキャリヤ

B1 第1ブレーキ

B2 第2ブレーキ

B3 第3ブレーキ

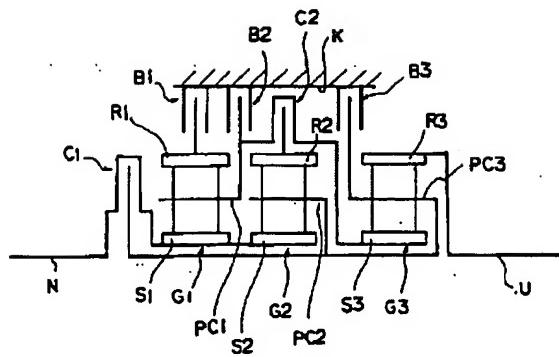
C1 第1クラッチ

C2 第2クラッチ

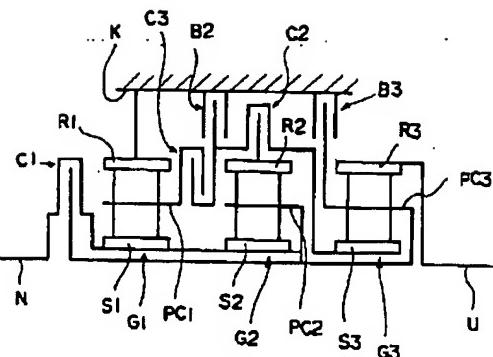
C3 第3クラッチ

K ケース（静止部）

【図1】



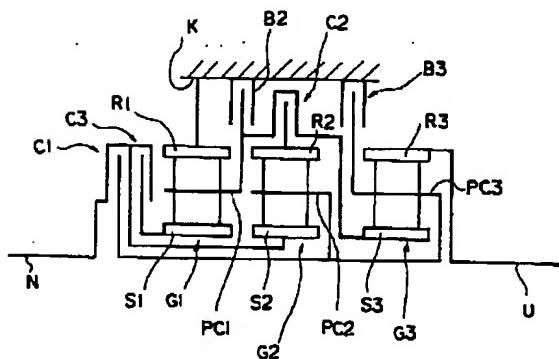
【図5】



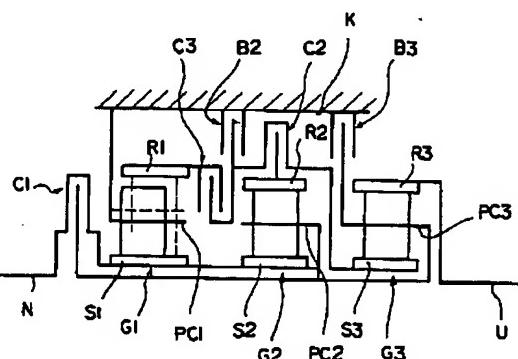
【図2】

	C1	C2	B1	B2	B3	変速比	
						$\frac{d1=0.6179}{d2=0.4800}$	$d1=0.56$
自動 変 速	1速	O		O		$\frac{1}{d2 \cdot d3}$	3.372 3.189
	2速	O	O			$\frac{1+d2}{d2 \cdot (1+d3)}$	1.906 1.786
	3速	O	O			$\frac{(1+d1) \cdot (1+d2)}{d2 \cdot (1+d1+d3)+d1}$	1.416 1.393
	4速	O	O			1	1.000 1.000
	5速	O	O			$\frac{1+d1}{1+d1+d3}$	0.724 0.736
	6速	O		O		$\frac{1}{1+d3}$	0.618 0.641
後進			O	O		$\frac{-(1+d1)}{d1 \cdot d3}$	-4.238 -4.970

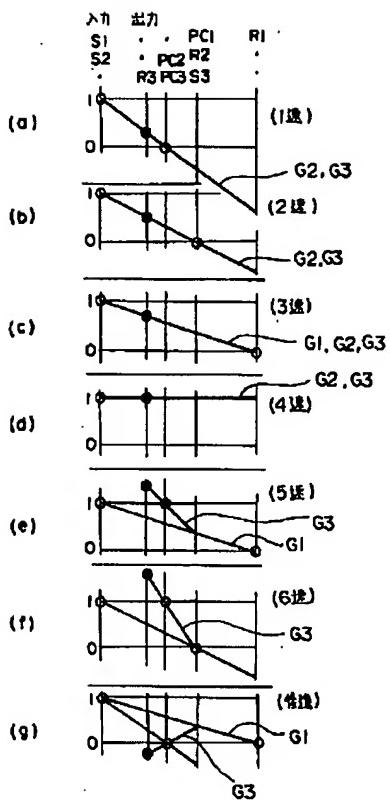
【図4】



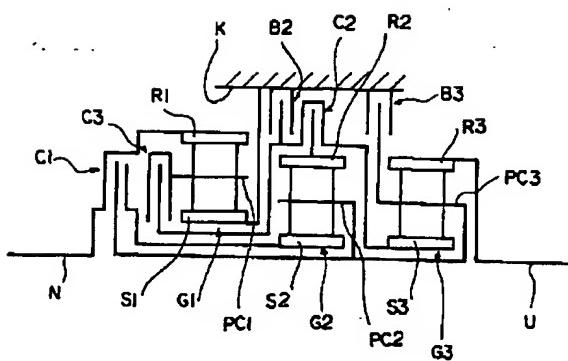
【図8】



【図3】



【図6】



【図7】

自動 変速	C1	C2	C3	B2	B3	変速比	$\alpha_1 = 0.6179$	$\alpha_1 = 0.56$
						$\frac{1}{\alpha_2 \cdot \alpha_3}$	$\alpha_2 = 0.4800$	$\alpha_2 = 0.56$
1速	O			O		$\frac{1}{\alpha_2 \cdot \alpha_3}$	3.372	3.189
2速	O	O				$\frac{1+\alpha_2}{\alpha_2 \cdot (1+\alpha_3)}$	1.906	1.786
3速	O	O				$\frac{(1+\alpha_1) \cdot (1+\alpha_3)}{\alpha_2 \cdot (1+\alpha_1 + \alpha_1 \cdot \alpha_3) + 1}$	1.222	1.188
4速	O	O				1	1.000	1.000
5速	O	O				$\frac{(1+\alpha_1)}{1+\alpha_1 \cdot (1+\alpha_3)}$	0.809	0.833
6速	O		O			$\frac{1}{1+\alpha_3}$	0.618	0.641
後進			O	O		$\frac{-(1+\alpha_1)}{\alpha_3}$	-2.618	-2.786

【図9】

	C1	C2	C3	B2	B3	变速比	$\alpha_1=0.6179$	$\alpha_1=0.56$
							$\alpha_2=0.4800$	$\alpha_2=0.56$
自動 変速	1速	O			O	$\frac{1}{\alpha_2 \cdot \alpha_3}$	3.372	3.189
	2速	O	O			$\frac{1+\alpha_2}{\alpha_2 \cdot (1+\alpha_3)}$	1.906	1.786
	3速	O	O			$\frac{(1+\alpha_2)}{(1+\alpha_2) + (1-\alpha_1)\alpha_2\alpha_3}$	1.222	1.240
	4速	O	O			1	1.000	1.000
	5速	O	O			$\frac{1}{1+\alpha_3 - \alpha_1 \cdot \alpha_3}$	0.809	0.802
	6速	O		O		$\frac{1}{1+\alpha_3}$	0.618	0.641
後進		O		O		$\frac{-1}{\alpha_1 \cdot \alpha_3}$	-2.619	-3.189

【図10】

